

論文 Paper

ゴムねじり振動ダンパ装着高速ディーゼル機関 クランク軸系のねじり振動付加応力に関する研究

児玉 知明*・下山田 邦夫**・若林 克彦***

A Study on Torsional Vibration Stresses of a High-Speed Diesel Engine Crankshaftings with a Rubber Damper

TOMOAKI KODAMA*, KUNIO SHIMOYAMADA** AND KATSUHIKO WAKABAYASHI***

synopsis: The authors investigate the characteristics of torsional vibration angular displacement and stress of a V8 diesel engine crankshaft with a rubber damper from experimental and analytical viewpoints.

The obtained results in this paper are as follows.

- 1) The engine speed of the maximum torsional vibration stress at one point crankshaft is different from that at the other point of crankshaft.
- 2) The phase angle between the inertia ring and the case of the rubber damper is considerably large in this kind of the vibration system.

要旨: 筆者らは、V型8気筒高速ディーゼル機関を対象として、ゴムダンパを装着したクランク軸系のねじり振動付加応力について、実験と数値計算より検討を加えた。その結果つぎの結論を得た。

- 1) 各ピンでねじり振動付加応力のピークが異なった機関回転数に現れる。
- 2) 2節共振振動におけるゴムダンパ部の慣性リングとダンパケースとの間の角変位位相差は、隣接するクランク軸各位置における位相差よりも非常に大きな値を示す。

1. ま え が き

近年、自動車用高速ディーゼル機関は、高速化、比出力の増大をしいられ機関全体が軽量化されている。これはクランク軸に対しても例外ではなく各質点慣性モーメントに比して、その軸系はかなり細くなり、いわゆる極限設計に近い状態で製作されている。このことはねじり振動角変位およびねじり振動付加応力を増大させた。前者は振動、騒音の原因となり伝達歯車の破損、乗心地の低下につながる。また後者は、クランク軸の折損につながる¹⁾。そこで、その防振対策として一般に、粘性ねじり振動ダンパ（以下、粘性ダンパと呼ぶ）あるいはゴムねじり振動ダンパ（以下、ゴムダンパと呼ぶ）が採用されている。ダンパを装着した従来のねじり

* 工学部機械工学科嘱託 Dept. of Mechanical Engineering, Technical Staff

** 工学部機械工学科専任講師 Dept. of Mechanical Engineering, Lecturer

*** 工学部機械工学科教授工学博士 Dept. of Mechanical Engineering, Professor, Dr. of Engng.

振動に関する研究は、主にねじり振動角変位特性についてであり、ねじり振動付加応力まで含めた研究は少ない。筆者らは、粘性ダンパを装着したクランク軸系のねじり振動特性および付加応力特性について研究報告した^{2)~5)}。しかしながら、ゴムダンパを装着したクランク軸系のねじり振動付加応力特性に関する研究は少ない^{6)~8)}。

本論文では、ゴムダンパを装着したV型8気筒高速ディーゼル機関（総排気量14.3 dm³）に装着し、プーリ端におけるねじり角変位とクランクピン中間位置でのねじり振動付加応力の測定を行ない、ゴムダンパ装着時クランク軸系の振動特性を調べる。さらに、筆者らが開発した伝達マトリックス法による振動計算法^{1),9)}を使用して、ねじり振動角変位と付加応力振幅特性を求める。そして測定結果と計算結果より、ゴムダンパを装着したねじり振動の特性を究明することを目的とする。

2. 記 号 の 定 義

本論文中で使用する記号は次のとおりである。

C_{rd} ; ゴムダンパゴム部の減衰係数 Nm·s/rad

K_{rd} ; ゴムダンパゴム部のねじりばね剛さ Nm/rad

K_{RC} ; ゴム継手の等価ねじり剛さ Nm/rad

M ; y 軸回りの曲げモーメント Nm

M_z ; z 軸回りの曲げモーメント Nm

N ; x 軸方向の軸力 N

Q ; z 方向のせん断力 N

T ; ねじりモーメント Nm

V ; y 方向のせん断力 N

u ; x 方向の変位 m

v ; y 軸方向の変位 m

w ; z 軸方向の変位 m

ψ ; z 軸回りのたわみ角 rad

Ω ; 強制力のある次数成分の角振動数 rad/s

θ ; ねじり角 rad

ϕ ; y 軸回りのたわみ角 rad

マトリックスとベクトル

Z ; エンジン部の伝達マトリックス

Z_{DRN} ; 被駆動側全体の伝達マトリックス

Z_{RBD} ；ゴムダンパ部全体の伝達マトリックス

Z_{RB} ；ゴムダンパゴム部の伝達マトリックス

Z_{RBC} ；ゴムダンパケース部の伝達マトリックス

Z_{RBI} ；ゴムダンパ慣性リング部の伝達マトリックス

q_{EDR} ；動力計右端の状態量

q_{RBIL} ；ゴムダンパ部左端の状態量

q_{RBCR} ；ゴムダンパケース部右端の状態量

3. 測定方法および測定結果

供試機関および測定方法は文献2)と同様なので、ここでは実験装置の概略と測定結果について述べる。

3.1 供試機関および供試ゴムダンパ

供試機関は、車両用または船舶用小型高速ディーゼル機関(V型8気筒、総排気量14.3 dm³, 最大出力206 kW/1400 rpm)で、その被駆動側にゴム継手を介して渦流式電気動力計が接続されている。供試ゴムダンパはフライホイールの反対側にあるプーリにボルト締めにより取り付けられる。供試ゴムダンパの断面図を図1に示す。その諸元を表1に示す。

表1 ゴムダンパ諸元

Item		Value
Inertia moment of inertia ring	kgm ²	0.150
Weight of inertia ring	N	83.85
Inertia moment of housing	kgm ²	0.363
Weight of housing	N	24.32

3.2 ねじり振動角変位および振動付加応力の測定結果

図2は、ゴムダンパケース位置で測定されたねじり振動角変位の4次および8次振動成分の振幅曲線である。4次振動は機関回転数2090 rpmで最大振幅 2.6×10^{-3} radである。また、8次振動は機関回転数1150 rpmで最

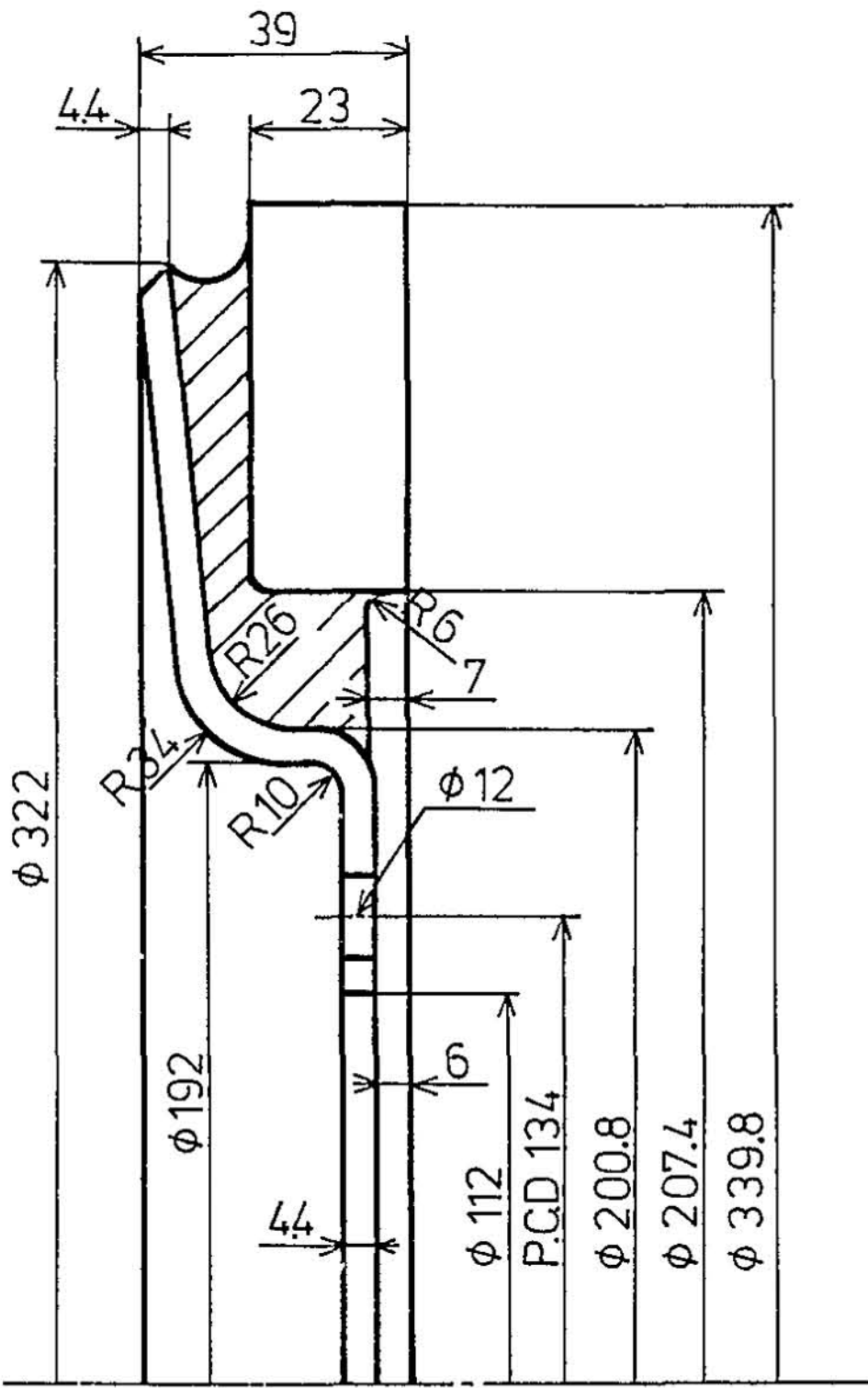


図1 供試ゴムダンパの断面図

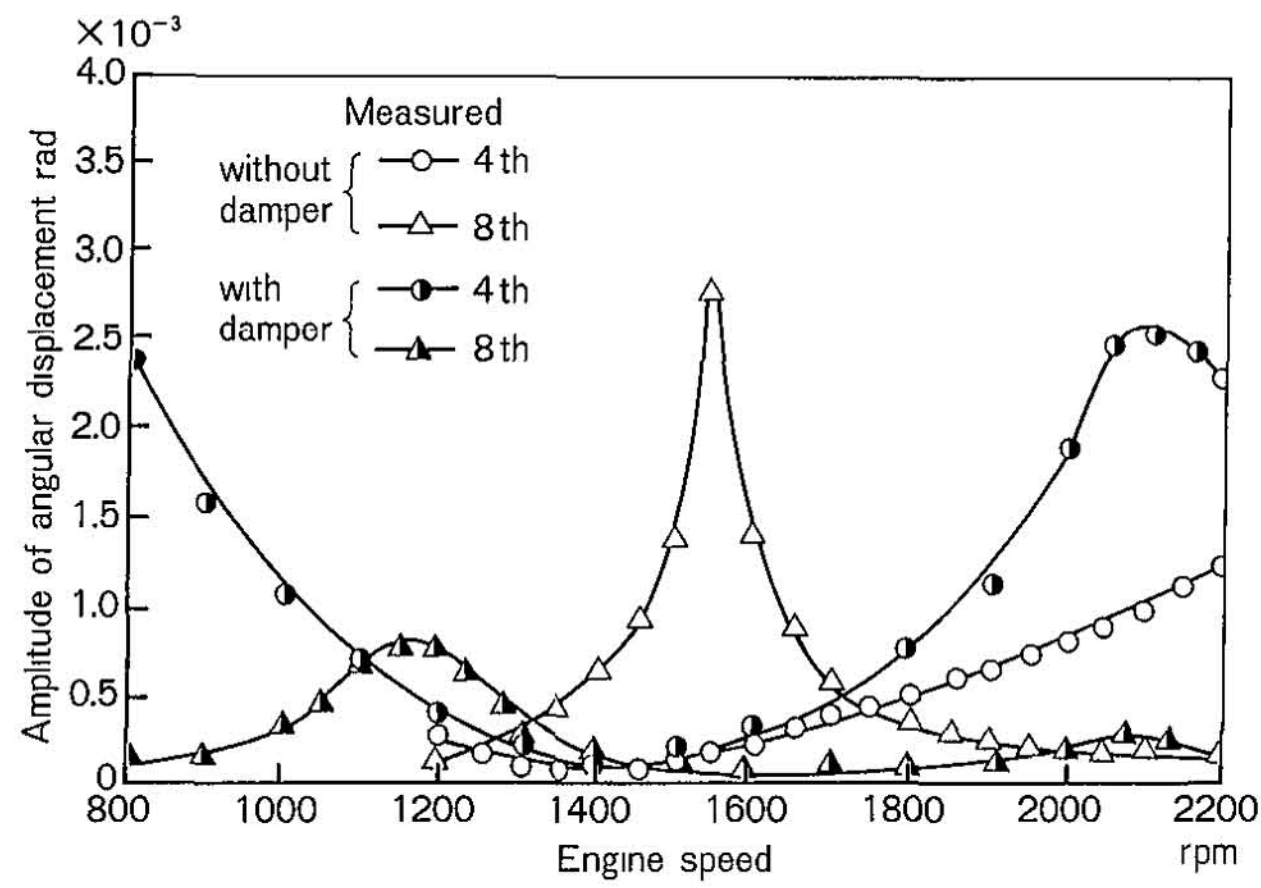


図2 プーリ端（ダンパケース）ねじり振動角変位振幅曲線

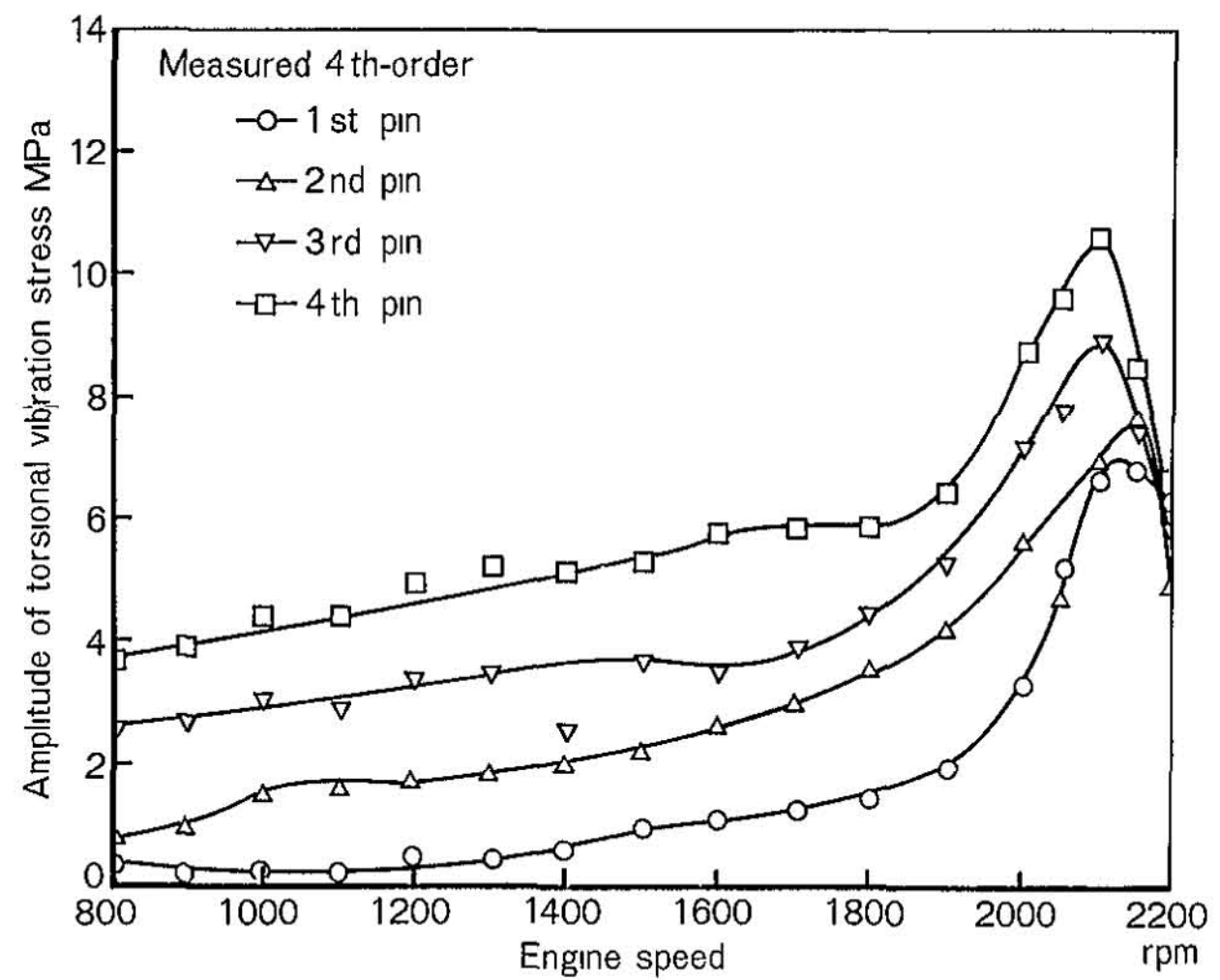


図3 ピン部ねじり振動付加応力振幅曲線

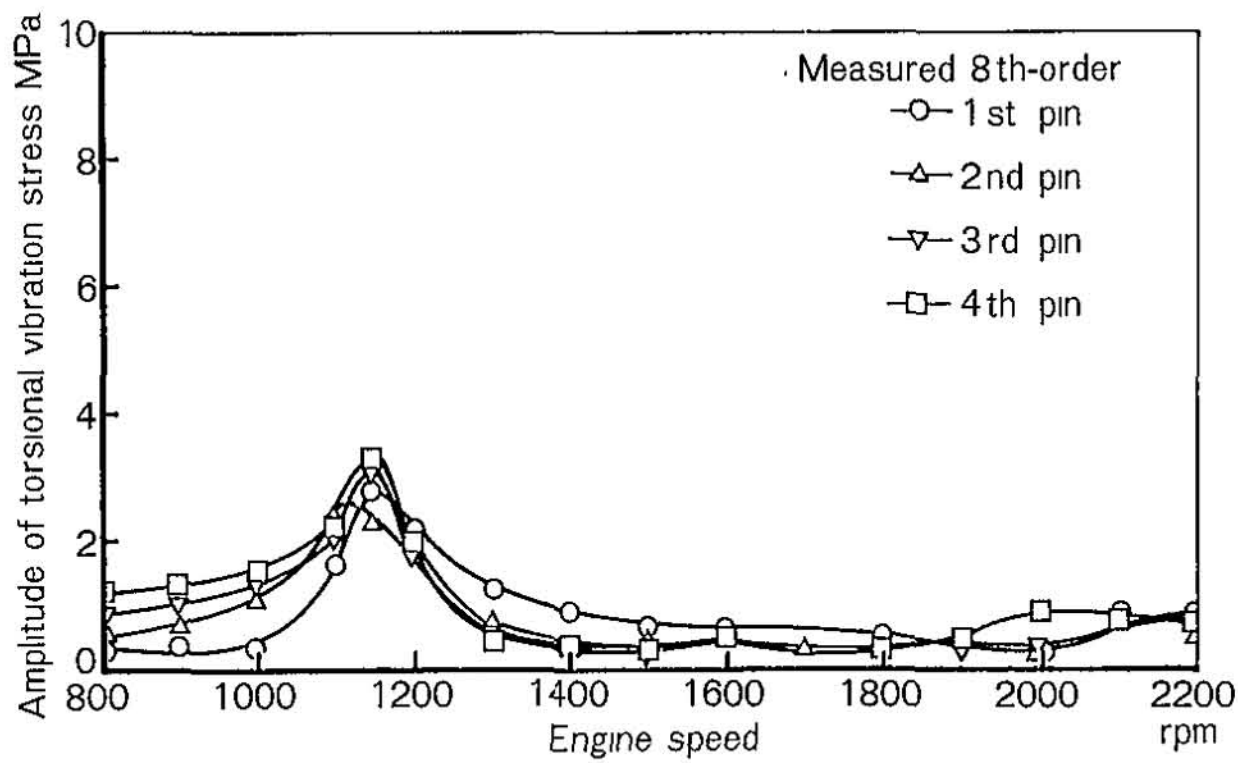


図4 ピン部ねじり振動付加応力振幅曲線

大振幅 0.80×10^{-3} rad である。図には比較のためにダンパを装着しない場合の同じ位置での角変位振幅曲線を同時に示してある。

図3および4は、ゴムダンパを装着したクランク軸系の各クランクピン（ダンパ側から順に1番ピンから4番ピン）中間位置で実測されたねじり振動付加応力の4次および8次振動成分の付加応力振幅曲線である。付加応力は両次数振動成分とも、ねじり振動角変位が最大になる回転数近傍で各ピンの付加応力が最大になり、そしてピンの位置がフライホイール側に寄るにつれて最大になる特性を示す。ピン中間位置での4次および8次ねじり振動付加応力の最大値は、両次数とも4番ピンに生じ、各々10.5 MPa と3.3 MPa である。

4. 伝達マトリックス法によるゴムダンパを装着したクランク軸系の振動解析

供試V型8気筒機関は、その被駆動側にゴム継手および中間軸を介して渦流式電気動力計を接続している。本章では、対象とするゴムダンパを装着したクランク軸系の両端を結ぶ伝達関係式とゴムダンパ部の伝達関係式について述べる。

4.1 振動計算モデル

図5は、供試V型8気筒機関を振動解析法にしたがってモデル化した概略図である。4次ねじり振動成分は、ゴムダンパを装着しても1節振動のすそ部(図2参照)が大きく現れている。1節ねじり振動角変位および付加応力振幅曲線の特性は、一般にゴム継手を介した被駆動側の振動系の諸元に大きく影響されるので、これを無視することはできない。

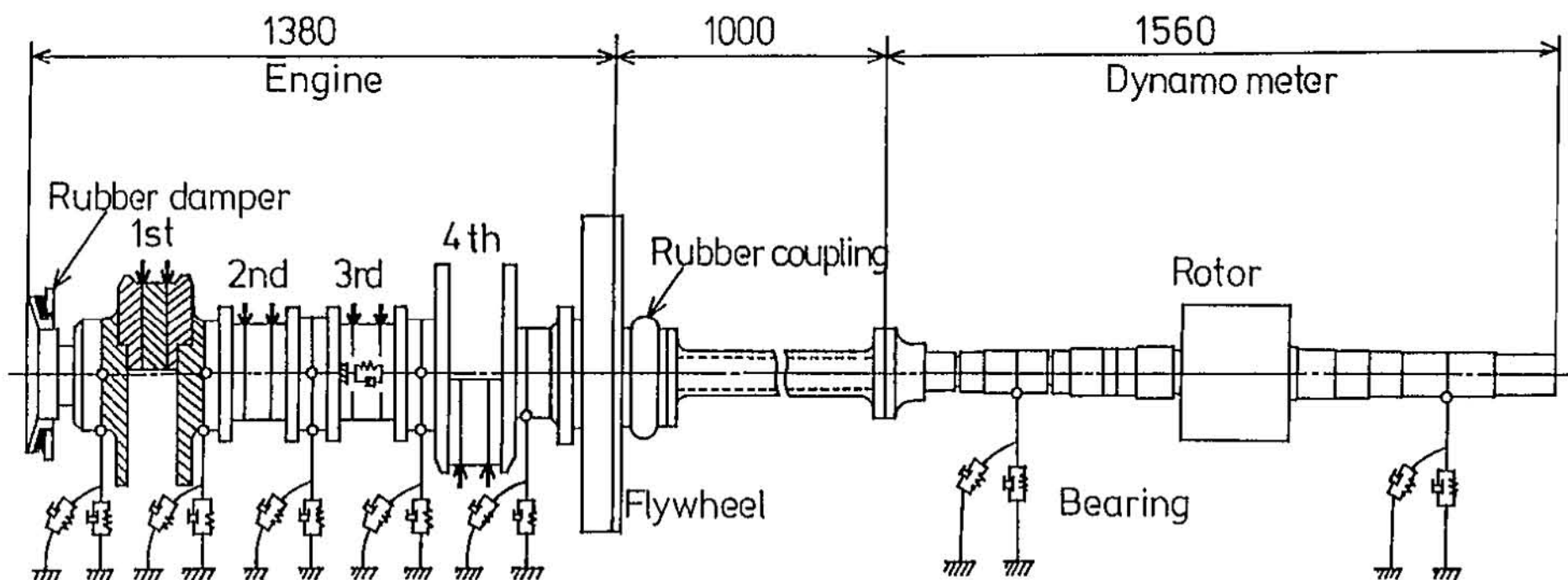


図5 ゴムダンパ装着クランク軸系の振動モデル

4.2 状態量ベクトルの定義とゴムダンパ部の伝達マトリックス

(1) 状態量ベクトルの定義

4.1節で述べた振動モデルの形状に沿って各要素に仮想分割したときの、各要素に両端における状態量ベクトル q は、強制力を導入するため1という単位の項を含めて、次式で定義される。

$$q = [u, N, \theta, T, v, \psi, Mz, V, w, \phi, M, Q, 1]^T \quad (1)$$

式(1)で添字 T は転置を表す。

(2) ゴムダンパ部の伝達マトリックス

ゴムダンパ部の各構成要素の伝達マトリックスとして、ダンパ慣性リングおよびダンパケース部は剛体要素を仮定し、それぞれを伝達マトリックスを Z_{RBI} , Z_{RBC} とする。また、ゴム部はフォークトモデルに近似して、ねじり振動のみに有効に作動するとして伝達関係式を導くと、次式で表せる。

$$\begin{bmatrix} \theta \\ T \\ 1 \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{K_{rd}}{K_{rd}^2 + C_{rd}^2 \Omega^2} + j \frac{C_{rd} \Omega}{K_{rd}^2 + C_{rd}^2 \Omega^2} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ T \\ 1 \end{bmatrix}_i \quad (j = \sqrt{-1}) \quad (2)$$

また、上式を簡単化して次式で表す。

$$q_k = Z_{RB} \cdot q_i \quad (3)$$

以上、ゴムダンパ部慣性リング左端の状態量 q_{RBIL} とダンパケース部左端の状態量 q_{RBCR} を結ぶ伝達関係式は、次のようになる。

$$q_{RBCR} = Z_{RBC} \cdot Z_{RB} \cdot Z_{RBI} \cdot q_{RBIL} = Z_{RBD} \cdot q_{RBIL} \quad (4)$$

4.3 ゴムダンパを装着したクランク軸系全体の伝達関係式

エンジン部の伝達マトリックス Z および被駆動部の伝達マトリックス Z_{DRN} は、文献1), 2) で詳述してあるのでここでは説明を省略する。それゆえ、動力計右端の状態量ベクトル q_{EDR} とゴムダンパ部の左端の状態量ベクトル q_{RBIL} とを結ぶ軸系全体 (図2 参照) の伝達関係式は、式(5)で示される。

$$q_{EDR} = Z_{DRN} \cdot Z \cdot Z_{RBD} \cdot q_{RBIL} \quad (5)$$

式(5)に対象軸系の左端と右端の境界条件を代入して、複素連立一次方程式を解くことにより左端の未知数が求まる。したがって、仮想切断された任意の位置での状態量は、式(5)を使用してすべて既知となった左端の状態量ベクトル q_{RBIL} に、必要とする位置までの伝達マトリックスを前掛けすることにより算出する

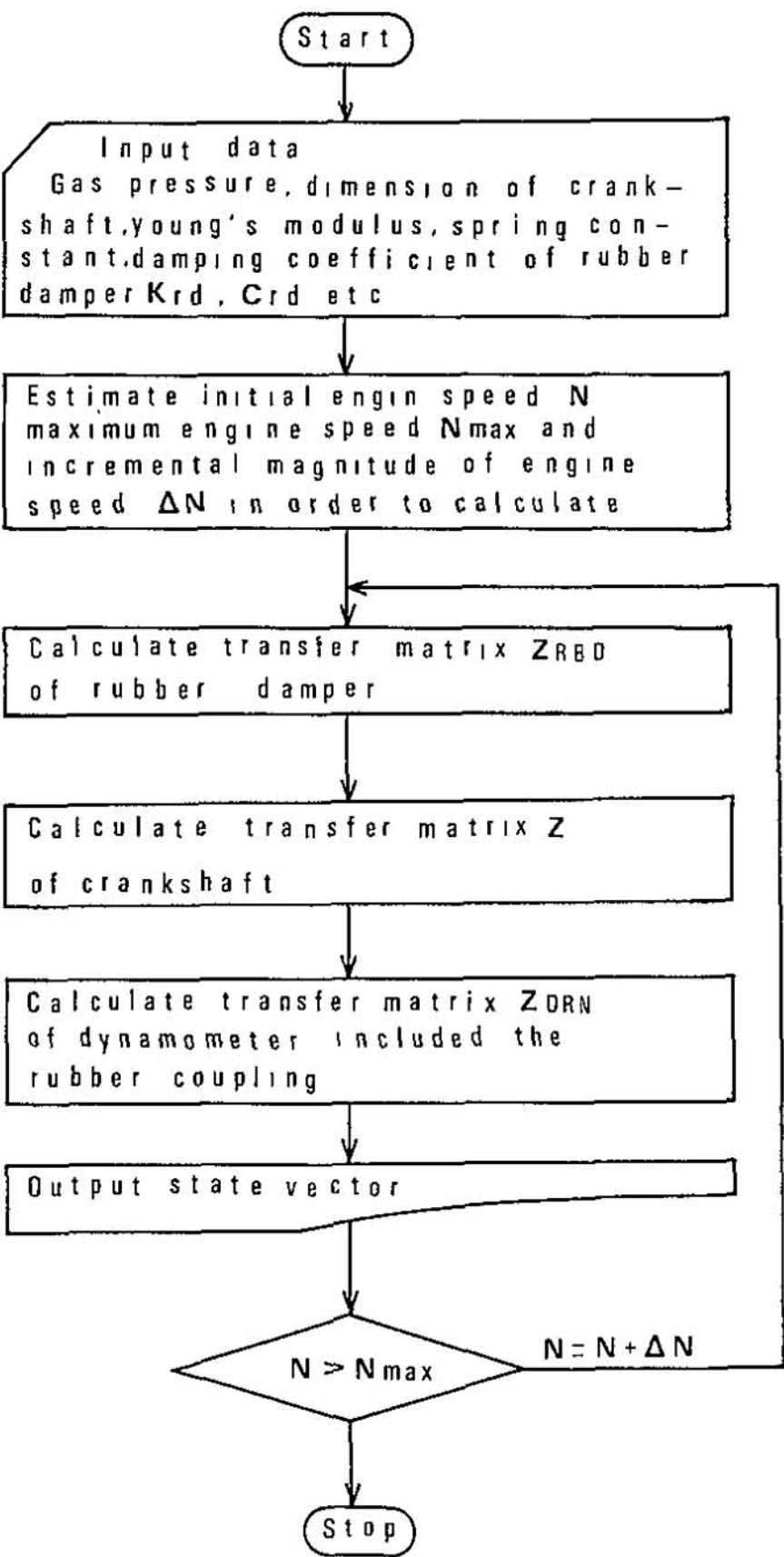


図6 数値計算フローチャート

ことができる。

4.4 数値計算フローチャート

ねじり振動角変位および付加応力を求める数値計算フローチャートの概略を図6に示す。

5. ねじり振動角変位および付加応力の数値計算結果

5.1 計算に必要な諸数値

式(5)で表される各伝達マトリックス内の各要素の計算に必要な諸数値のうち、供試機関のエンジン部は、文献9)ですでに求めているのでそれらの数値を使用する。被駆動側の円板、中間軸部および動力計部の各伝達マトリックス内の各要素の計算に必要な諸数値は、エンジン部と同様に形状寸法などにより決定できる。ゴム継手部のゴム部の等価ねじり剛さ K_{RC} の値は、ゴムダンパを装着しない軸系のプーリ端（自由端）でのねじり角変位の測定結果より得られる2節8次共振回転数と、ゴムダンパを装着した軸系のダンパケース位置で測定されたねじり振動角変位振幅曲線で1節4次振動のすそ部（機関回転数1400 rpm）の両者を考慮し、本振動計算に対応する計算結果と比較して決定した。

つぎに、フォークトモデルに近似したゴムダンパゴム部のねじり剛さ K_{rd} と減衰係数 C_{rd} は、計算結果が図2と図3および4に示した実測結果にできるだけ一致するように決定した。表2は本振動計算に使用した主要な数値の一覧表である。

表2 振動計算に値用した諸数値

Item			Value	
			4th order	8th order
Damping coefficient of rubber	C_{rd}	Nms/rad	83.4	75.5
Torsional stiffness of rubber	K_{rd}	MNm/rad	1.86	2.75
Spring constant of rubber coupling	K_{RC}	MNm/rad	0.115	

5.2 ねじり振動角変位と付加応力の数値計算結果

図7は、数値計算より得られたダンパケース位置での4次および8次振動成分の角変位振幅曲線である。対応する測定結果（図2参照）と非常によく一致している。図8および9は、それぞれ4次および8次振動成分の付加応力振幅曲線の数値計算結果である。4次および8次成分とも、対応する測定結果（図3および4参照）と同様な傾向を示す。

6. 数値計算結果の検討

本章では、数値計算より得られた角変位振幅曲線および付加応力振幅曲線と対応する測定結

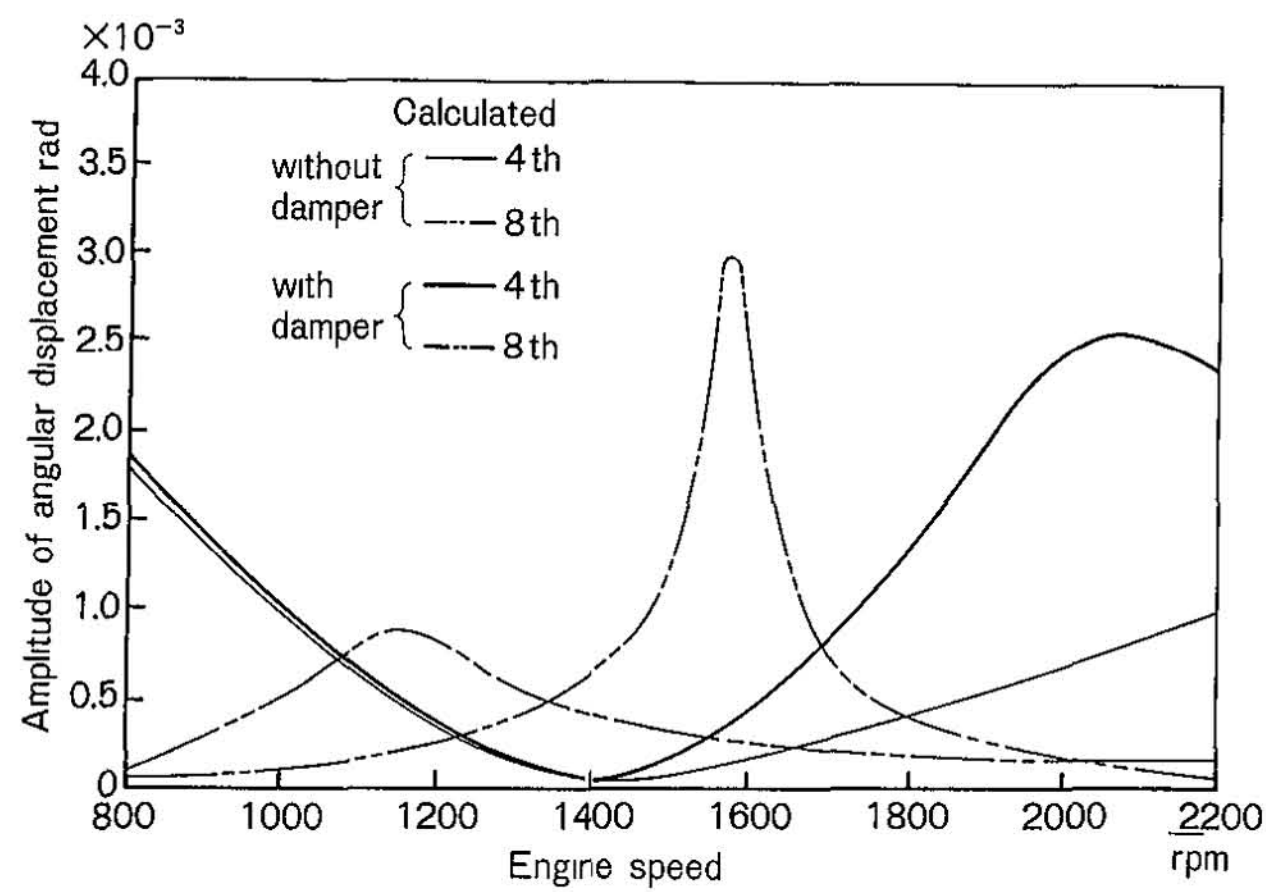


図7 ダンパケース位置でのねじり振動角変位振幅曲線

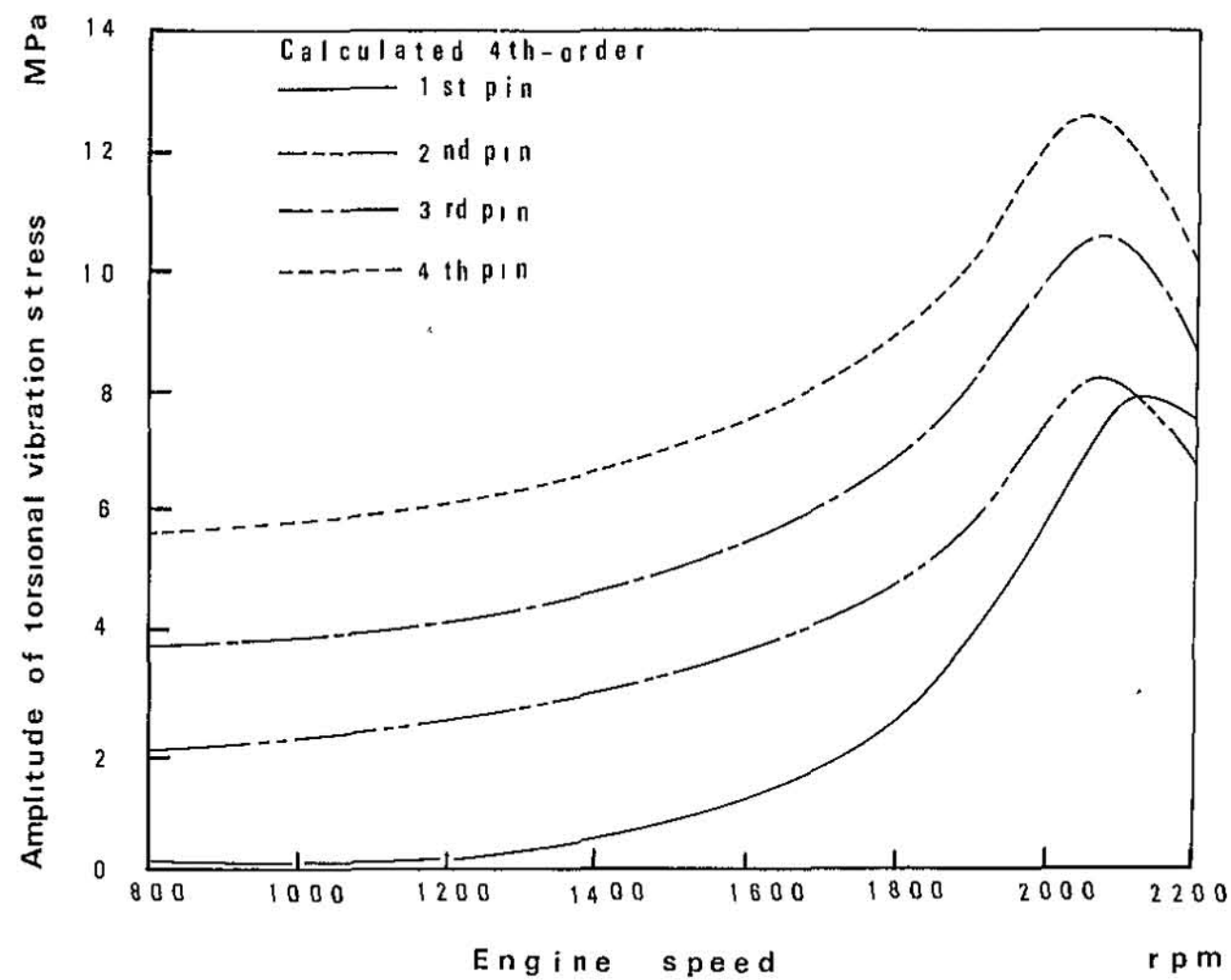


図8 ピン部ねじり振動付加応力振幅曲線

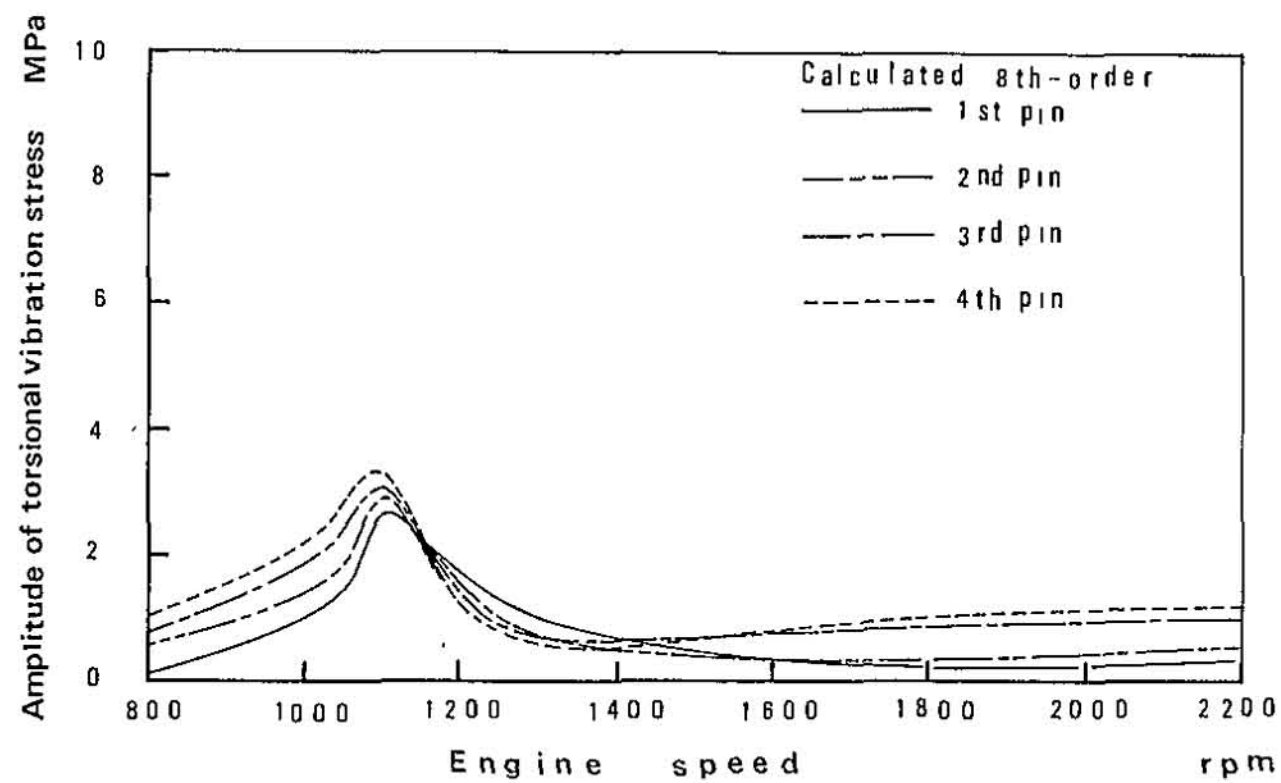


図9 ピン部ねじり振動付加応力振幅曲線

果とを比較検討する。さらに、振動モードとねじりモーメントモード線図を描き検討する。

6.1 ねじり振動角変位および付加応力特性の比較検討

図2および図7より、ねじり振動角変位振幅特性は非常によく一致している。数値計算結果より得られた共振回転数および最大振幅値は、それぞれ4次振動の場合は、共振回転数2110 rpmであり、最大振幅値は 1.90×10^{-3} radである。8次振動の場合は、共振回転数1100 rpm, 最大振幅値は 0.67×10^{-3} radである。表3は、ゴムダンパを装着したクランク軸系の共振回転数と最大角変位振幅値について、測定結果と数値計算を比較した一覧表である。

表3 測定値と計算値の比較(ねじり振動角変位振幅)

Item		Without damper		With damper	
		Engine speed rpm	Maximum amplitude $\times 10^{-3}$ rad	Engine speed rpm	Maximum amplitude $\times 10^{-3}$ rad
4	Calculation	≥ 2200	—	2110	1.90
	Experiment	≥ 2200	—	2090	2.60
8	Calculation	1560	2.50	1100	0.67
	Experiment	1560	2.70	1150	0.80

図3と図8は、4次振動成分のねじり振動付加応力振幅曲線である。また、図4と図9は、8次振動成分のねじり振動付加応力振幅曲線である。4次および8次振動成分とも対応する測定結果と同様な傾向を示し、実用上十分な精度で計算が可能になった。さらに、測定結果にも

表4 測定値と計算値の比較(ねじり振幅付加応力)

Item		Torsional stress							
		1st pin		2nd pin		3rd pin		4th pin	
		Engine speed rpm	Maximum amplitude MPa	Engine speed rpm	Maximum amplitude MPa	Engine speed rpm	Maximum amplitude MPa	Engine speed rpm	Maximum amplitude MPa
Without damper									
4	Calculation	≥ 2200	—	≥ 2200	—	≥ 2200	—	≥ 2200	—
	Experiment	≥ 2200	—	≥ 2200	—	≥ 2200	—	≥ 2200	—
8	Calculation	1560	7.50	1560	10.50	1560	11.30	1560	12.50
	Experiment	1560	7.00	1560	10.50	1560	10.50	1560	11.00
With damper									
4	Calculation	2140	7.90	2090	8.10	2070	10.40	2070	12.50
	Experiment	2150	7.10	2150	7.60	2100	9.00	2100	10.50
8	Calculation	1110	2.80	1100	2.80	1090	3.20	1090	3.33
	Experiment	1140	2.80	1100	2.60	1140	3.10	1140	3.34

現れたピンによって共振回転数が異なる特性と、フライホイール側に寄るにしたがって付加応力の値がより大きくなる特性は、数値計算でも確認できた。

表4は、各ピンの共振回転数のときに生じるねじり振動付加応力の最大値について測定結果と数値計算結果を比較した一覧表である。

6.2 振動モードの検討

図10～図12は、ダンパを装着しないときの8次振動成分の共振回転数1560 rpm とダンパを装着したときの4次および8次振動成分の共振回転数2100 rpm および 1100 rpm におけるクランク軸系各位置におけるねじり振動角変位振幅と位相角を考慮して作図した振動モードである。ただし、図中 D；ダンパ慣性リング位置，C+P；ダンパケースおよびプーリ位置，1～4 J；1～4 番ジャーナル位置，1～4 P；1～4 番ピン位置，F；フライホイール位置；B 動力計ロータ部，BR；動力計右端を示す。これらの振動モード線図より、図10に示したゴムダンパを装着しない場合の節は、4 番ピンと 5 番ジャーナル中間位置に生じる。また図11と12に示したゴムダンパを装着した場合は、4 番ジャーナルと 4 番ピン中間位置に生じる。このようにダンパを装着することによる節の移動は、クランク軸系の固有振動数の変化に起因している。図11と図12を比較すると、節がわずかにずれている。これはダンパゴム部の K_{rd} の値が次数成分によって異なることに起因している。また、図中左側に示した図は軸系各位置での角変位と位相角の関係を極座標表示した図である。ダンパ慣性リングとダンパケースとの間のゴ

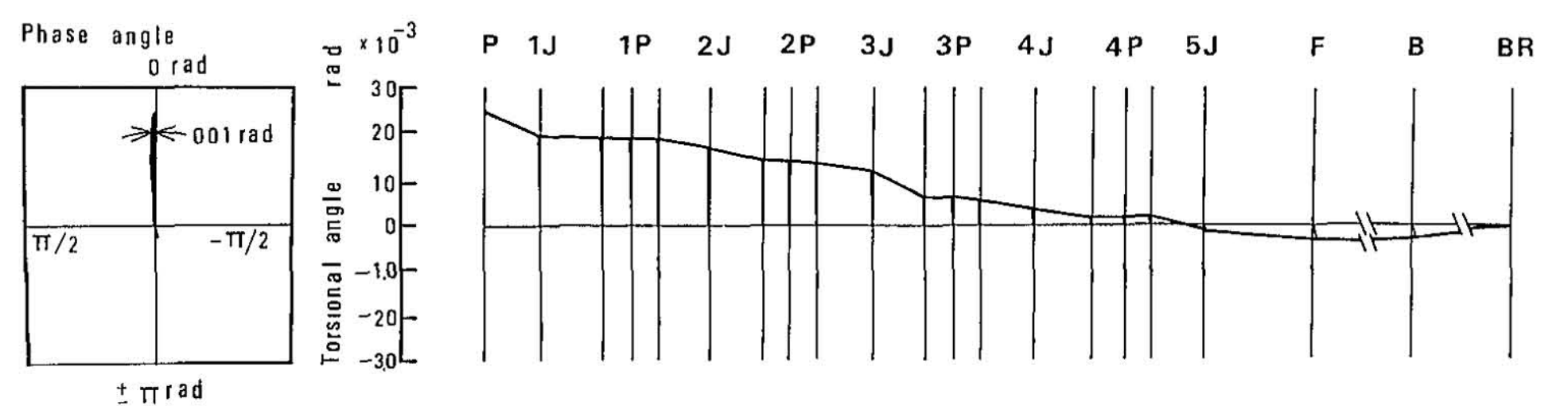
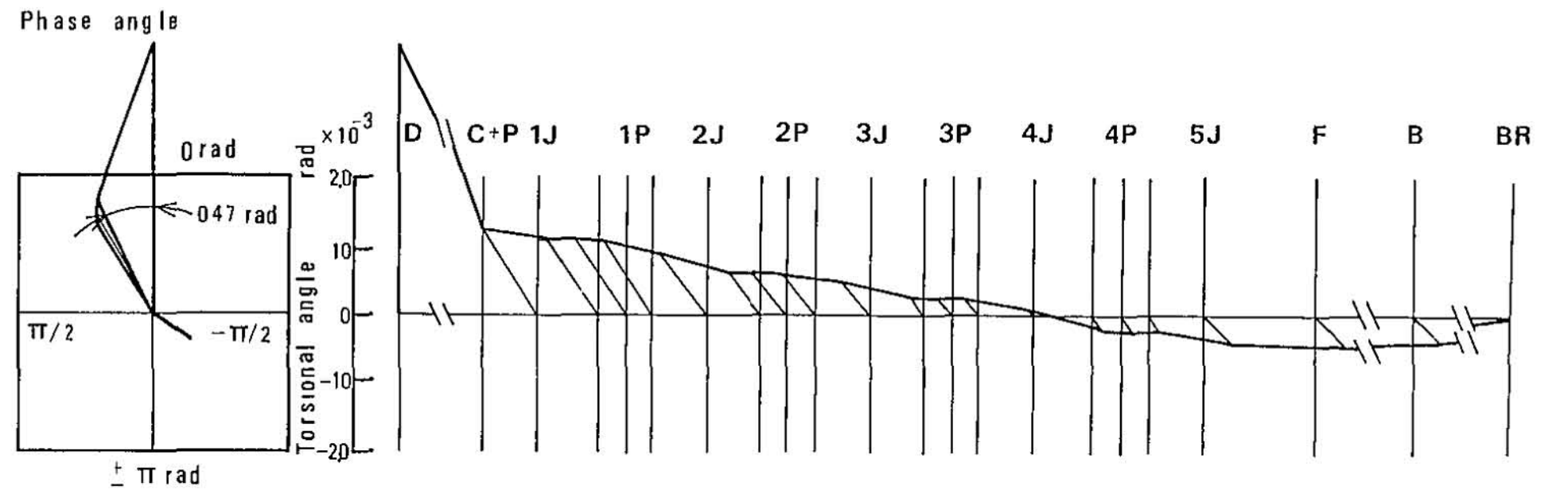


図10 8次共振振動モード（機関回転数1560 rpm，ダンパなし）



$$C_{rd}=83.4 \text{ Nms/rad}$$

$$K_{rd}=1.86 \text{ MNm/rad}$$

図11 2節4次共振振動モード（機関回転数2110 rpm）

ム部での位相差は，4次振動成分で0.47 rad，8次振動成分で0.21 radである。エンジン各部隣接位置の位相差と比較すると非常に大きな値となっている。この結果より，ゴムダンパを装着したクランク軸系は振動形が同位相または逆位相で振動していると仮定できない。

6.3 ねじりモーメントモードの検討

図13は，ダンパを装着しない場合の8次振動共振回転数におけるねじりモーメント線図である。最大ねじりモーメントは5番ジャーナル部に生じる。図14と15は，ダンパを装着した場合の4次および8次振動共振回転数におけるねじりモーメント線図である。図14に示した4次振動の場合の最大ねじりモーメントは4番ピン左側に生じる。図15の8次振動の場合の最大ねじりモーメントは4番ピン中間位置に生じる。また，図中左側に示した位相差と比較すると，ダンパを装着するとダンパ慣性リングとダンパケースとの間のゴム部の位相差は，4次振動の場合0.48 rad，8次振動の場合0.78 rad と大きな値を示している。さらに図14と15よりエンジン

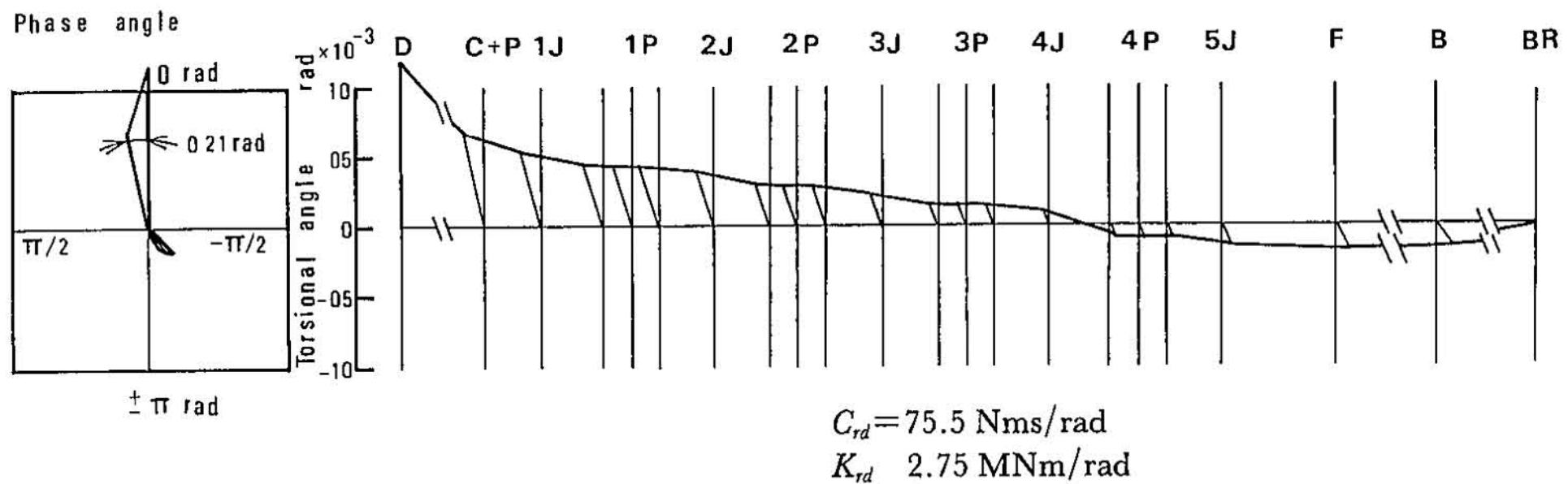


図12 2節8次共振振動モード（機関回転数1100 rpm）

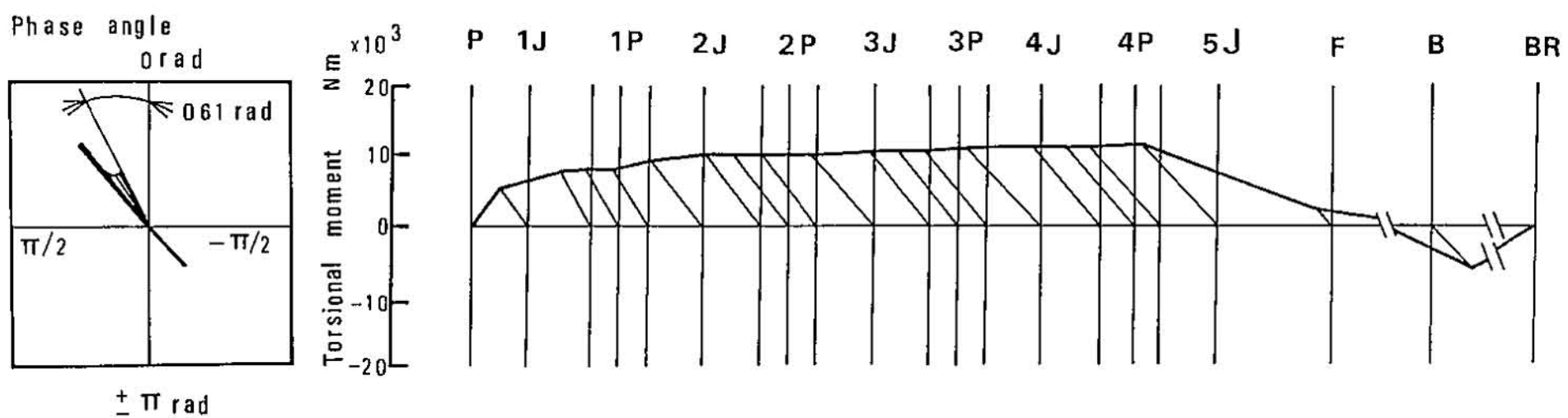


図13 ねじりモーメントのモード（機関回転数1560 rpm，ダンパなし，8次）

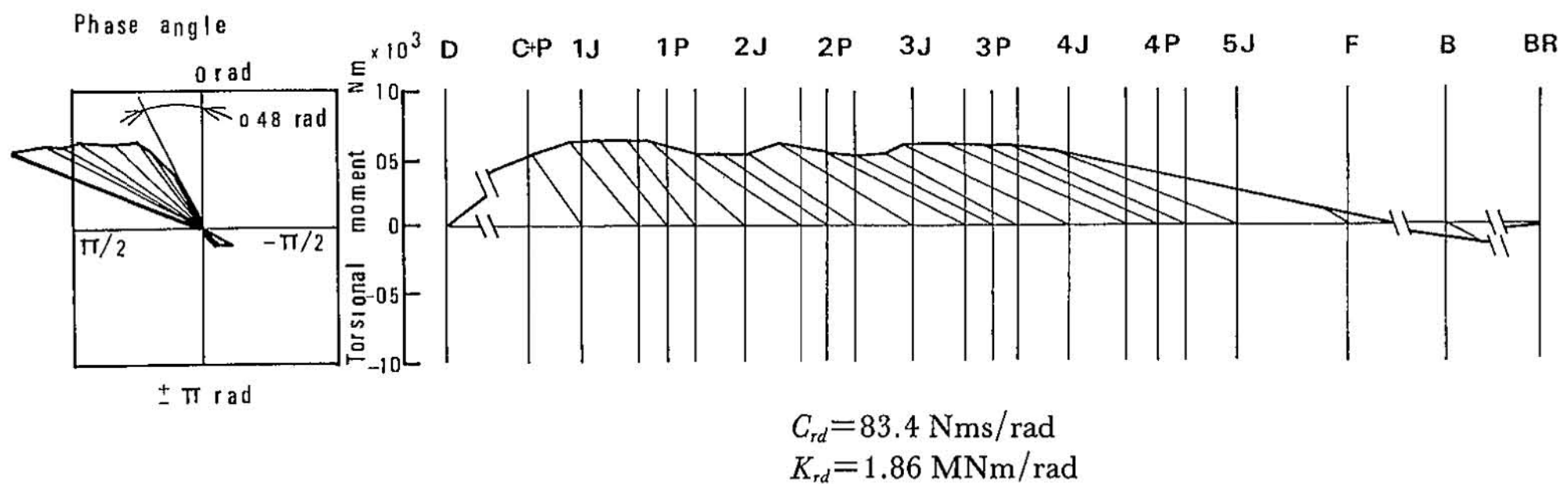


図14 ねじりモーメントのモード（機関回転数2070 rpm，2節4次）

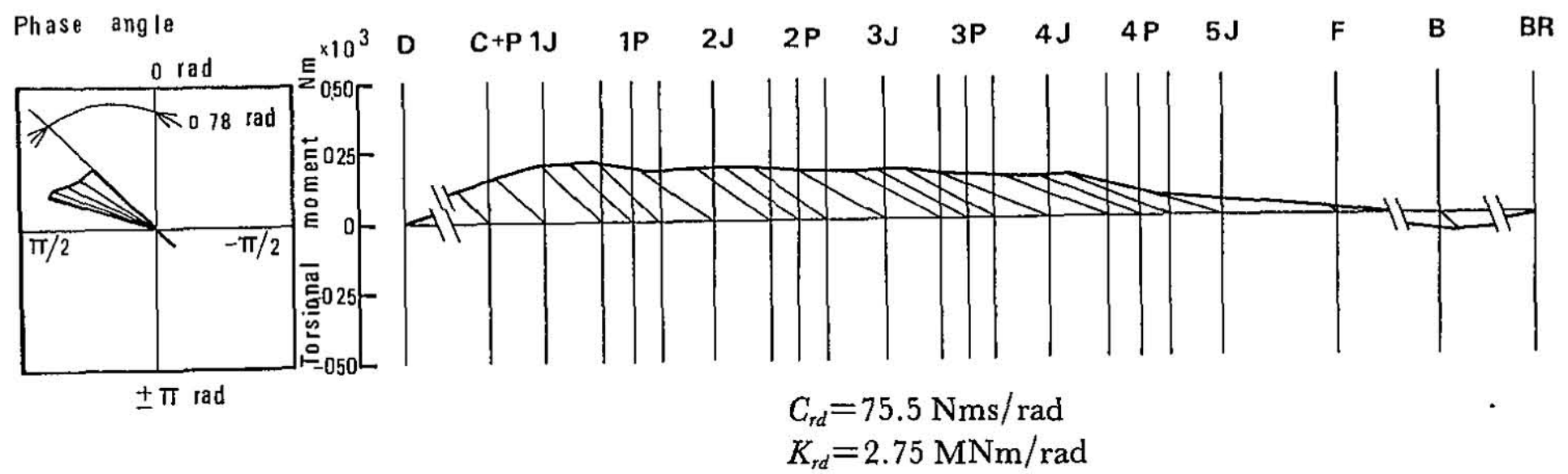


図15 ねじりモーメントのモード (機関回転数1090 rpm, 2節8次)

各部隣接位置における位相差もダンパを装着しない場合と比較すると大きな値を示す特徴を有する。

7. ま と め

V型8気筒ディーゼル機関を対象として、ゴムダンパを装着したクランク軸系のねじり振動付加応力特性について、実験と数値計算より検討を加えた。そのまとめとして、

- 1) 各ピンによって、ねじり振動付加応力値のピークが異なった機関回転数に現れる。最大付加応力値は、4次および8次の両次数とも4番ピンに生じる。
- 2) 2節共振振動数におけるゴムダンパの慣性リングとダンパケースとの間の角変位位相差は、隣接するクランク各位置における位相差よりも非常に大きく、振動モード上で位相角を無視することはできない。

以上の結論は、供試V型8気筒機関より得られた結論である。さらに本研究を継続して、他形式の機関についても同様の実験および解析を行なっていく予定である。

謝辞：本研究を遂行するにあたり、計算にご協力頂いた工学部機械工学科の宇佐見義之、渡辺健児両君に深く感謝する。なお本計算には、国土館大学電子計算機センターの Honeywell DPS8/70システムを使用した。

(1985年11月11日受理)

参 考 文 献

- 1) 若林・他3名：舶機誌，14-3（昭54-3），268.
- 2) 若林・岩本・下山田：舶機誌，19-1（昭59-1），24.
- 3) 若林・下山田・児玉：国土館大学工学部紀要，17（昭59-3），54.
- 4) 若林・下山田・児玉：国土館大学工学部紀要，17（昭59-3），63.
- 5) 下山田・若林・児玉：国土館大工学部紀要，19（掲載予定）.
- 6) 関・斉藤・岩本・江口・若林：早稲田大学理工学研究報告，38（昭42-3），27.
- 7) 若林・他1名：国土館大学工学部紀要，14（昭56-3），27.
- 8) 若林・下山田・児玉・他1名：国土館大学工学部紀要，19（掲載予定）.
- 9) 若林・他2名：舶機誌，14-3（昭54-3），279.